

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/JP05/000215

International filing date: 12 January 2005 (12.01.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: JP
Number: 2004-006431
Filing date: 14 January 2004 (14.01.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 10 March 2005 (10.03.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse

PCT/JP2005/000215

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

14.01.2005

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office.

出 願 年 月 日 2 0 0 4 年 1 月 1 4 日
Date of Application:

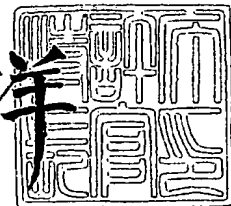
出 願 番 号 特 願 2 0 0 4 - 0 0 6 4 3 1
Application Number:
[ST. 10/C] : [J P 2 0 0 4 - 0 0 6 4 3 1]

出 願 人 ヤマハ発動機株式会社
Applicant(s):

2 0 0 5 年 2 月 2 4 日

特許庁長官
Commissioner,
Japan Patent Office

小 川 洋



出証番号 出証特 2 0 0 5 - 3 0 1 4 2 5 5

【書類名】 特許願
【整理番号】 PY51318JP0
【提出日】 平成16年 1月14日
【あて先】 特許庁長官殿
【国際特許分類】 F16F 15/26
【発明者】
 【住所又は居所】 静岡県磐田市新貝 2 5 0 0 番地 ヤマハ発動機株式会社内
 【氏名】 西 賢悟
【特許出願人】
 【識別番号】 000010076
 【氏名又は名称】 ヤマハ発動機株式会社
【代理人】
 【識別番号】 100064621
 【弁理士】
 【氏名又は名称】 山川 政樹
 【電話番号】 03-3580-0961
【手数料の表示】
 【予納台帳番号】 006194
 【納付金額】 21,000円
【提出物件の目録】
 【物件名】 特許請求の範囲 1
 【物件名】 明細書 1
 【物件名】 図面 1
 【物件名】 要約書 1
 【包括委任状番号】 9721366

【書類名】 特許請求の範囲**【請求項 1】**

1 番気筒用クランクピンに対する 4 番気筒用クランクピンのクランク角度を 180° とし、かつ 2 番気筒用クランクピンに対する 3 番気筒用クランクピンのクランク角度を 180° として 2 プレーン、 90° 型のクランク軸を有する直列 4 気筒エンジンとすることにより、1 次慣性力および 2 次慣性力を消去するとともに、前記クランク軸の各クランクウェブを、前記各気筒における往復質量と回転質量による気筒毎の 1 次慣性力合成ベクトルがクランク軸心まわりに回転することにより生じる 1 次偶力の偶力合成ベクトルの移動軌跡がクランク軸心まわりに円になるよう形成し、前記偶力合成ベクトルを相殺する偶力ベクトルとなる偶力を発生する偶力バランサを備えたことを特徴とする直列 4 気筒エンジン。

【請求項 2】

請求項 1 記載の直列 4 気筒エンジンにおいて、偶力バランサは、クランク軸と平行に配設され、この偶力バランサのバランスウェイトを 2 番気筒用クランクピンおよび 3 番気筒用クランクピンに対応するか、又は 1 番気筒と 4 番気筒用クランクピンに対応する部位に配設してなる直列 4 気筒エンジン。

【書類名】明細書

【発明の名称】直列4気筒エンジン

【技術分野】

【0001】

本発明は、バランスを備えた直列4気筒エンジンに関するものである。

【背景技術】

【0002】

従来、自動車や自動二輪車などの車両に搭載される直列4気筒エンジンのクランク軸は、いわゆる1プレーン、180°型のものが使用されている。この形式のクランク軸は、1番気筒のクランクピンと4番気筒のクランクピンとが回転方向の同一位置に形成され、これらのクランクピンに対して2番気筒のクランクピンと3番気筒のクランクピンとがそれぞれ180°ずれる位置に形成されている。

【0003】

一方、前記エンジンの加振力としては、各気筒の往復運動部分の慣性力（1次慣性力と2次慣性力とからなる）によって生じる1次加振力および2次加振力と、クランク軸に偶力が作用することによって生じる一次偶力加振力、2次偶力加振力などがある。

前記1プレーン、180°型のクランク軸を備えたエンジンは、1、4番気筒で生じる1次慣性力と2、3番気筒で生じる1次慣性力とが打ち消し合うために、1次加振力と1次偶力加振力は発生することがない。しかし、このエンジンは、1、4番気筒に対して2、3番気筒の位相が180°ずれているため、振動数が1次加振力の2倍で周期が180°となる2次加振力は相殺されることなく残存する。なお、この種のエンジンは4次、6次の加振力も生じるが、これらの加振力は、1次、2次加振力に較べると加振力が著しく小さいため、車両に搭載するようなエンジンにおいては無視することができる。

【0004】

前記2次加振力を低減するためには、例えば非特許文献1に開示されているような慣性力バランスを用いることができる。

非特許文献1に示されたバランスは、バランスウェイトを有する2本の回転軸をクランク軸の2倍の回転速度で互いに逆方向に回転させるもので、クランク軸を挟んでピストンとは反対側に配設されている。

なお、本出願人は、本明細書に記載した先行技術文献情報で特定される先行技術文献以外には、本発明に密接に関連する先行技術文献を出願時までに見付け出すことはできなかった。

【非特許文献1】「新2.4Lガソリンエンジンの振動騒音」社団法人 自動車技術会 学術講演会前刷集 NO. 28-00

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

しかしながら、上述したバランスをエンジンに装備すると、このバランスはクランク軸を挟んでシリンダとは反対側に設けられているために、エンジンがシリンダの軸線方向に大形化してしまう。このため、自動車用エンジンなどのようにシリンダの軸線が上下方向を指向するエンジンに前記バランスを装備する場合には、エンジンの高さが高くなり、車体のエンジンフードが高くなるという問題があった。また、バランスがオイルパン内に位置するようになるから、バランスがオイルを攪拌することにより動力の損失が大きくなるおそれがある。バランスによるオイルの攪拌を防止するためには、オイル室とは画成されたバランス収容室にバランスを収容する構成を採ればよいが、この構成を採る場合は、オイルパンの容量が少なくなるという問題が生じる。

【0006】

本発明はこのような問題を解消するためになされたもので、エンジンをシリンダの軸線方向にコンパクトに形成できるとともに、バランスによってオイルパン内のオイルが攪拌されたりオイルパンの容量が減少することがないようにバランスを直列4気筒エンジンに

装備することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0007】

この目的を達成するため、本発明に係る直列4気筒エンジンは、1番気筒用クランクピンに対する4番気筒用クランクピンのクランク角度を 180° とし、かつ2番気筒用クランクピンに対する3番気筒用クランクピンのクランク角度を 180° として2プレーン、 90° 型のクランク軸を有する直列4気筒エンジンとすることにより、1次慣性力および2次慣性力を消去するとともに、前記クランク軸の各クランクウェブを、前記各気筒における往復質量と回転質量による気筒毎の1次慣性力合成ベクトルがクランク軸心まわりに回転することにより生じる1次偶力の偶力合成ベクトルの移動軌跡がクランク軸心まわりに円になるよう形成し、前記偶力合成ベクトルを相殺する偶力ベクトルとなる偶力を発生する偶力バランスを備えたものである。

【0008】

請求項2に記載した発明に係る直列4気筒エンジンは、請求項1に記載した発明に係る直列4気筒エンジンにおいて、偶力バランスは、クランク軸と平行に配設され、この偶力バランスのバランスウェイトを2番気筒用クランクピンおよび3番気筒用クランクピンに対応するか、又は1番気筒と4番気筒用クランクピンに対応する部位に配設したものである。

【発明の効果】

【0009】

本発明に係る直列4気筒エンジンは、1次慣性力と、2次慣性力および2次偶力とをクランク軸のみによって消去することができ、残存1次偶力を偶力バランスによって消去することができる。この偶力バランスは、クランク軸を挟んでシリンダとは反対側に位置付ける必要はなく、例えばクランク軸の側方に設けることができる。

したがって、シリンダの軸線方向にコンパクトな直列4気筒エンジンを提供することができる。このエンジンは、バランスによってオイルパン内のオイルが攪拌されることはないから、動力の損失が少なく、しかも、オイルパンの容量を大きく形成することができる。

。

【0010】

請求項2に記載した発明によれば、クランク軸の2番気筒用の一对のクランクウェブどうしの間と、3番気筒用の一对のクランクウェブどうしの間とに偶力バランスのバランスウェイトを臨ませることができるから、偶力バランスを軸線方向にコンパクトに形成することができるとともに、クランク軸に可及的接近させて設けることができる。

したがって、より一層コンパクトに直列4気筒エンジンを形成することができる。また、1番気筒用の一对のクランクウェブどうしの間と、4番気筒用の一对のクランクウェブどうしの間とにバランスウェイトを臨ませることもできる。この場合は、前者に比べてウェイトを軽くでき、軸受の負荷が軽減される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0011】

以下、本発明に係る直列4気筒エンジンの一実施の形態を図1ないし図11によって詳細に説明する。

図1は本発明に係る直列4気筒エンジンの概略構成を示す側面図、図2はクランク軸と偶力バランスの平面図、図4はクランク軸とバランスの動作を説明するための断面図、図5はクランク軸を模式的に示す斜視図である。図6はクランク角度を示す図、図7は1次慣性力の変化を示すグラフ、図8は往復運動部分の構成を模式的に示す図、図9は偶力ベクトルを説明するための斜視図、図10は1次慣性力の合成ベクトルを説明するための図である。図11はクランクウェブのバランス率を示す斜視図である。

【0012】

これらの図において、符号1で示すものはこの実施の形態による水冷式4サイクル直列4気筒エンジンである。このエンジン1は、自動二輪車用のもので、上下方向に分割可能

に形成されたクランクケース 2 に後述するクランク軸 3 が回転自在に支持されている。このエンジン 1 は、クランク軸 3 の軸線が車幅方向と平行になるとともに図 1 において左側の部位が車体前側に位置する状態で車体フレーム（図示せず）に搭載される。

【0013】

前記クランクケース 2 は、上部クランクケース本体 4 と下部クランクケース本体 5 とから構成され、これら両ケース本体 4、5 どうしの間にクランク軸 3 と後述する偶力バランサ 6 とを回転自在に支持している。上部クランクケース本体 4 の上端部には、シリンダボディ 7 が取付けられ、前記下部クランクケース本体 5 には、主軸 8 と駆動軸 9 とが回転自在に設けられている。この下部クランクケース本体 5 の下端部には、オイルパン 5a が取付けられている。前記シリンダボディ 7 は、4 気筒分のシリンダ孔 7a が車幅方向に一列に並ぶように形成され、上端部にシリンダヘッド（図示せず）が取付けられている。前記シリンダ孔 7a は、軸線 C が前上がり傾斜するように形成されている。この実施の形態では、4 つの気筒を車体左側から順番に 1 番気筒、2 番気筒、3 番気筒、4 番気筒という

【0014】

前記主軸 8 と駆動軸 9 は、従来からよく知られている構造のトランスミッション（図示せず）を介して互いに連結されている。前記主軸 8 は、車体右側の端部にクラッチ（図示せず）が軸装され、このクラッチと減速大歯車（図示せず）とを介して前記偶力バランサ 6 に歯車結合されている。前記駆動軸 9 は、車体左側の端部にスプロケット（図示せず）が設けられており、このスプロケットに巻掛けた後輪駆動用チェーン 10 を介して後輪（図示せず）に接続されている。

【0015】

前記偶力バランサ 6 は、後述するクランク軸 3 が回転することにより生じる 1 次偶力を打ち消すためのもので、図 2 に示すように、クランクケース 2 に軸受 2a ~ 2c によって回転自在に支持されたバランサ軸 11 と、このバランサ軸 11 に一体に形成された第 1 および第 2 のバランサウェイト 12、13 とから構成されている。前記バランサ軸 11 は、前記両バランサウェイト 12、13 どうしの間に従動歯車 14 が設けられるとともに、車体右側の端部に減速小歯車 15 が設けられている。前記従動歯車 14 は、クランク軸 3 の出力歯車 16 と回転数が一致するように形成されてこれに噛合し、前記減速小歯車 15 は、前記クラッチ側の減速大歯車に噛合している。すなわち、このエンジン 1 においては、クランク軸 3 の回転が偶力バランサ 6 とクラッチとを介して主軸 8 に伝達され、さらに、前記主軸からトランスミッションを介して駆動軸に伝達され、この駆動軸から後輪駆動用チェーンを介して後輪に伝達される。クランク軸 3 の回転方向は、この実施の形態では図 1 において時計方向である。

【0016】

前記クランク軸 3 は、図 1 ~ 図 3 および図 5 に示すように、気筒毎のクランクピン 21 ~ 24 と、第 1 および第 2 のクランクウェブ 21a、21b、22a、22b、23a、23b、24a、24b と、ジャーナル部 25 とから構成され、軸線方向の中央部に前記出力歯車 16 とタイミングチェーン用スプロケット 26 とが設けられている。図 1 および図 4 において、27 はコンロッドを示し、28 はピストン、28a はピストンピンを示す

前記各クランクピン 21 ~ 24 の回転方向の位置（クランク角度）は、図 6 に示すように、1 番気筒用クランクピン 21 に対する 2 番気筒用クランクピン 22 のクランク角度が 270° となり、1 番気筒用クランクピン 21 に対する 3 番気筒用クランクピン 23 のクランク角度が 90° となり、1 番気筒用クランクピン 21 に対する 4 番気筒用クランクピン 24 のクランク角度が 180° となるように形成されている。すなわち、このクランク軸 3 は、1 番気筒用クランクピン 21 と 4 番気筒用クランクピン 24 とが第 1 の仮想平面（プレーン）上に位置し、2 番気筒用クランクピン 22 と 3 番気筒用クランクピン 23 とが第 2 の仮想平面上に位置し、かつ前記両平面どうしが直交する 2 プレーン、 180° 型のものである。なお、このエンジン 1 の点火順序は、1 番気筒 → 3 番気筒 → 2 番気筒 → 4

番気筒となる。

【0017】

前記クランクウェブは、クランク軸3の軸心を挟んで反対側にカウンターウェイト部が形成されている。このカウンターウェイト部の質量は、前記偶力バランサ6と協働してエンジン1の加振力を低減することができるように設定されている。この質量は、このエンジン1の往復運動部分 {ピストン28、ピストンピン28aおよびコンロッド27の小端部27a (図1参照)} の質量の約50% (バランス率約50%) とすることにより、回転時に作用する偶力の大きさが適切になることが判った。ここでいう適切な大きさの偶力とは、このエンジン1に装備することが可能な偶力バランサ6によって打ち消すことができる大きさの偶力のことをいう。この実施の形態による2プレーン、180°型のクランク軸3は、後述するように1次、2次慣性力および2次偶力が消去されるから、クランクウェブをバランス率が約50%となるように形成することにより、残存1次偶力の偶力合成ベクトルの移動軌跡がクランク軸心まわりの円になる。すなわち、このクランク軸3を装備したエンジン1においては、前記1次偶力合成ベクトルを相殺する偶力ベクトルとなる偶力を発生する偶力バランサ6を装備することによって、1次偶力も消去することができる。以下、1次、2次慣性力および2次偶力が消去される理由と、1次偶力を消去する偶力バランサ6の構成について説明する。

【0018】

(1) 1次慣性力が消去される理由について

1次慣性力は、図7に示すように、ピストン28の往復動に対応するようにクランク軸3に作用する。図7においては、1番気筒の往復運動質量による1次慣性力の変化を実線で示し、2番気筒の往復運動質量による1次慣性力の変化を破線で示し、3番気筒の往復運動質量による1次慣性力の変化を一点鎖線で示し、4番気筒の往復運動質量による1次慣性力の変化を二点鎖線で示す。同図に示すように、1番気筒のピストン28が上死点に位置しているときには4番気筒のピストン28が下死点に位置しているから、これら両気筒の往復運動質量による1次慣性力は互いに打ち消し合う。これと同様に、2番気筒と3番気筒の往復運動質量による1次慣性力も互いに打ち消し合う。このため、このクランク軸3においては1次慣性力は理論上0になる。

【0019】

(2) 2次慣性力が消去される理由について

各気筒の往復運動質量による2次慣性力 $F1 \sim F2$ は、図8に示すように各部の寸法、質量を定めると下記の式(1)～(4)のように表される。図8において、 mr =往復運動部分の質量(g)、 L =コンロッド長(mm)、 r =ピストンストローク/2(mm)、 $\omega = 2\pi N/60$ (rads)である。また、下記の式(1)～(4)において、 λ =コンロッド長/ r である。

$$F1 = mr \times r \omega^2 \times 1 / \lambda \times \cos 2\theta \cdots (1)$$

$$F2 = mr \times r \omega^2 \times 1 / \lambda \times \cos \{2(\theta + 3\pi/2)\} \cdots (2)$$

$$F3 = mr \times r \omega^2 \times 1 / \lambda \times \cos \{2(\theta + \pi/2)\} \cdots (3)$$

$$F4 = mr \times r \omega^2 \times 1 / \lambda \times \cos \{2(\theta + \pi)\} \cdots (4)$$

上記 $F1 \sim F4$ の総和 $F(2)$ は、下記に示すように0となるから、このクランク軸3においては2次慣性力は理論上0になる。

【0020】

【数 1】

$$F(2) = m r \times r \omega^2 \times \frac{1}{\lambda} \left\{ \cos 2\theta + \cos 2\left(\theta + \frac{3}{2}\pi\right) + \cos 2\left(\theta + \frac{\pi}{2}\right) + \cos 2(\theta + \pi) \right\}$$

$$F(2) = m r \times r \omega^2 \times \frac{1}{\lambda} \left\{ \cos 2\theta + \cos(2\theta + 3\pi) + \cos(2\theta + \pi) + \cos(2\theta + 2\pi) \right\}$$

ここで、 $\cos(\pi \pm \theta) = -\cos \theta$
 $\cos(2n\pi + \theta) = \cos \theta$ であるから、

$$F(2) = m r \times r \omega^2 \times \frac{1}{\lambda} \left\{ \cos 2\theta - \cos 2\theta - \cos 2\theta + \cos 2\theta \right\}$$

$$F(2) = 0$$

【0021】

(3) 2次偶力が消去される理由について

2次偶力は、図5に示すように、クランク軸3に2次慣性力F1～F4が作用することにより生じるY軸回りのモーメントの総和である。前記Y軸とは、シリンダの軸線と平行なX軸と直交するとともに、クランク軸3の軸線と平行なZ軸と直交する方向に延びる軸のことをいう。なお、図5は、1番気筒のピストン28が上死点に位置している状態を示している。

2次慣性力F1～F4は、1周期がクランク角180°となるように繰り返し生じるから、クランク角が互いに180°異なる1番気筒と4番気筒は、2次慣性力の作用する方向が同方向になる。また、1番気筒に対してクランク角が回転方向の前側に90°ずれる2番気筒と、回転方向の後側に90°ずれる3番気筒は、2次慣性力の作用する方向が1、4番気筒とは逆方向になる。このため、前記モーメントの総和からなる2次偶力FLは、Y軸から各気筒までの距離をd1～d4とし、d1=d4、d2=d3とすると、下記に示すように0となる。

$$FL = F1 \times d1 - F2 \times d2 + F3 \times d3 - F4 \times d4 = 0$$

このため、このクランク軸3においては2次偶力は0になる。

【0022】

(4) 残存1次偶力を消去する偶力バランサ6の構成について

クランク軸3に作用する1次偶力は、各クランクピン21～24に作用する1次慣性力のベクトルの総和によって表すことができる。これを図9によって詳細に説明する。図9は、1番気筒のピストン28が上死点に位置している状態、すなわち1番気筒用クランクピン21がX軸（シリンダ軸線）上であって同図において上端に位置する瞬間の状態を描いてある。

このとき、1番気筒においては、往復運動部分（ピストン28、ピストンピン28aおよびコンロッド27の小端部27a）の質量による1次慣性力と、回転部分（クランクピン21、コンロッド27の大端部27bおよびクランクウェブ21a、21b）の質量による1次慣性力との合力が上方に向けて作用するようになる。これは、このクランク軸3は上述したように約50%バランスとなるように形成されており、往復運動部分の上方へ向かうように作用する慣性力に対して、回転運動部分の下方へ向かうように作用する慣性力が約半分になるからである。すなわち、1番気筒においては、往復質量と回転質量による1次慣性力の合成ベクトルはX軸と平行に上方を指向するようになる。1番気筒の前記合成ベクトルの大きさは、図10(a)に示すように変化する。この合成ベクトルの回転方向は、クランク軸の回転方向とは逆の反時計まわりである。

【0023】

2番気筒においては、ピストン28が下死点から上死点に移動する途中の略中間点に位置するため、往復運動部分の慣性力は略0となる。このため、2番気筒においては、回転部分の慣性力（車体の後方を指向するように作用する）のみが作用することから、1次慣性力の合成ベクトルは、Y軸と平行に後方（図9においては右方）を指向するようになる。2番気筒の前記合成ベクトルの大きさは、図10（b）に示すように変化する。この合成ベクトルの回転方向は、クランク軸の回転方向とは逆の反時計まわりである。

3番気筒においては、ピストン28が上死点から下死点に移動する途中の略中間点に位置するため、往復運動部分の慣性力は略0となり、回転部分の慣性力のみが作用する。このため、3番気筒の1次慣性力の合成ベクトルは、Y軸と平行に前方（図9においては左方）を指向するようになる。3番気筒の前記合成ベクトルの大きさは、図10（c）に示すように変化する。この合成ベクトルの回転方向は、クランク軸の回転方向とは逆の反時計まわりである。

4番気筒においては、ピストン28が下死点に位置しているから、往復運動部分の慣性力は下方を指向し、この往復運動部分の約半分となる回転運動部分の慣性力は上方を指向する。このため、4番気筒の1次慣性力の合成ベクトルは、X軸と平行に下方を指向するようになる。4番気筒の前記合成ベクトルの大きさは、図10（d）に示すように変化する。この合成ベクトルの回転方向は、クランク軸の回転方向とは逆の反時計まわりである。

【0024】

1番気筒の合成ベクトルと4番気筒の合成ベクトルは、方向が互いに 180° 逆方向で大きさが略一致するため、これら両気筒のクランクピン21, 24に作用する1次慣性力が偶力となる。この偶力を以下においては第1の偶力という。この第1の偶力は、図9において、クランク軸3の軸線方向の中央を通りY軸と平行な仮想軸線YCを中心としてクランク軸3を回すような偶力となる。この第1の偶力のベクトルは、偶力が右ねじの締込み時の回転方向と同方向である場合、右ねじの進む方向となる。すなわち、この第1の偶力のベクトルは、前記仮想軸線YCに沿って前方を指向するようになる。図9においては、仮想軸線YCが位置しかつクランク軸3の軸線とは直交する平面を、理解し易いように同図の左端部に仮想平面Iとして描いてある。この仮想平面I上においては、前記第1の偶力のベクトルをAで示す。

【0025】

一方、2番気筒の合成ベクトルと3番気筒の合成ベクトルは、方向が互いに 180° 逆方向で大きさが略一致するため、これら両気筒のクランクピンに作用する1次慣性力によって第2の偶力が生じる。この第2の偶力のベクトルは、偶力が右ねじの締込み時の回転方向と同方向である場合、右ねじの進む方向となるから、図9において、クランク軸3の軸線方向の中央を通りX軸と平行な仮想軸線XCに沿って上方を指向するようになる。前記仮想平面I上においては、前記第2の偶力のベクトルをBで示す。

これらベクトルAとベクトルBとを合成することによって、このエンジン1に作用する総合的な偶力の方向と大きさを求めることができる。前記ベクトルAと前記ベクトルBとの合成ベクトルTは、図9の仮想平面I上に示すように、前方斜め上方を指向する。この合成ベクトルの大きさは、図10（e）に示すように変化する。この合成ベクトルの回転方向は、同じくクランク軸の回転方向とは逆の反時計まわりである。

【0026】

この合成ベクトルTは、エンジン1の全ての1次偶力を表すものであるから、この合成ベクトルTと点対称となるベクトル（図9中に破線tで示す）の偶力を偶力バランサ6により発生させることによって、エンジン1に生じる全ての1次偶力を消去することができる。合成ベクトルTと点対称になるベクトルtを以下においてバランサベクトルという。前記合成ベクトルTと前記バランサベクトルtとを釣り合わせるためには、図10（e）に示す合成ベクトルTの回転軌跡が真円となることが最も効果的である。この実施の形態では、クランクウェブの重量バランスを約50%とすることによって、前記回転軌跡を略真円としている。前記バランサベクトルtを有する偶力バランサ6は、図9中に破線br

1, br 2で示す方向に慣性力が生じるものとなる。すなわち、慣性力がbr 1, br 2となるように偶力バランサ6を形成することによって、このエンジン1の1次偶力を偶力バランサ6によって釣り合わせて消去することができる。

【0027】

ここで、前記回転軌跡が円となるようにクランクウェブの重量バランスを決める手法について説明する。各気筒の往復質量を M_r (g)とし、各気筒の回転質量を M_o (g)とし、1気筒当たり2つあるクランクウェブのアンバランス量(モーメント: gmm)を1番気筒から順に $M_1 \sim M_8$ とすると、各クランクウェブのバランス率 k は、

$$k = \{M(1 \sim 8) - M_o / 2\} / M_r \text{ となる。}$$

全ての気筒において1次慣性力の合成ベクトルを一定(円)とするためのアンバランス量 $M_1 \sim M_8$ は、

$M_1 \sim M_8 = 0.25 \times M_r + M_o / 2$ である。なお、 M_1 と M_4 とが等しくなりかつ M_2 と M_3 とが等しくなれば、一対のクランクウェブのうち一方のバランス率 k を0.25より小さくするように形成し、他方のバランス率 k をその分だけ大きくするように形成することができる。

【0028】

この実施の形態では、図11に示すように各クランクウェブのバランス率を設定した。すなわち、1番気筒と4番気筒については、エンジン外側に位置するクランクウェブ21a, 24aのバランス率を0.427とし、エンジン1内側に位置するクランクウェブ21b, 24bのバランス率を0.025とし、両方のクランクウェブでバランス率が0.452となるように形成した。また、2番気筒と3番気筒については、エンジン1外側に位置するクランクウェブ22a, 23aのバランス率を0.357とし、エンジン1内側に位置するクランクウェブ22b, 23bのバランス率を0.017として両方のクランクウェブでバランス率が0.374となるように形成した。

【0029】

前記偶力バランサ6は、図1～図4に示すように、クランク軸3より後方(図9で示すY軸に沿って後方)に離間する位置に配設され、第1および第2のバランスウェイト12, 13が2番気筒と3番気筒のクランクピン22, 23と対応する位置に設けられている。この実施の形態による第1および第2のバランスウェイト12, 13は、軸線方向から見て扇状を呈するように形成され、最もクランク軸側に移動した状態で2番気筒用クランクウェブ22aと22bとの間と、3番気筒用クランクウェブ23aと23bとの間とに臨むように形成されている。また、これらの第1および第2バランスウェイト12, 13は、質量を調整するためにヘビーメタル31が埋設されている。前記第1のバランスウェイト12は、図9中にbr 1で示した慣性力を発生し、第2のバランスウェイト13は、図9中にbr 2で示した慣性力を発生するように形成されている。

【0030】

この実施の形態による偶力バランサ6は、図4(a)～(e)に示すように、第1および第2のバランスウェイト12, 13とコンロッド27の大端部27bとの接触を避けながらクランク軸3に可及的近接する位置に配設されている。図4(a)は、1番気筒のピストン28が上死点に位置しているときの2番気筒のクランクピン22と第1のバランスウェイト12の位置を示し、同図(b)は、(a)図の状態からクランク軸3が 180° 回転した状態を示している。同図(c)は、(a)図の状態からクランク軸3が 217.5° 回転した状態を示し、同図(d)は、(a)図の状態からクランク軸3が 225° 回転した状態を示し、同図(e)は、(a)図の状態からクランク軸3が 270° 回転した状態を示す。なお、3番気筒用コンロッド27の大端部27bと第2のバランスウェイト13との位置は、図4とは位相が 180° 異なるだけで同様になる。1番気筒と4番気筒にバランスウェイトを配置すると、コンロッドの大端部27bとの接触を避ける点で有利な形状がとれる。すなわち、扇形状を大きく作ることができる。

【0031】

上述したように構成された直列4気筒エンジン1は、1次慣性力と、2次慣性力および

2次偶力とをクランク軸3のみによって消去することができ、残存1次偶力を偶力バラサ6によって消去することができる。この偶力バラサ6は、クランク軸3を挟んでシリンダとは反対側に位置付ける必要はなく、この実施の形態で示したようにクランク軸3の側方(車体の後方や前方)に設けることができる。

したがって、偶力バラサ6をクランク軸3の側方に設けることによって、シリンダの軸線方向にコンパクトな直列4気筒エンジンを提供することができる。このエンジン1は、偶力バラサ6によってオイルパン5a内のオイルが攪拌されることはないから、動力の損失が少なく、しかも、オイルパン5aの容量を大きく形成することができる。

また、この実施の形態によるエンジン1は、クランク軸3の2番気筒用の一對のクランクウェブ22a, 22bどうしの間に偶力バラサ6の第1のバランスウェイト12の一部が臨み、3番気筒用の一對のクランクウェブ23a, 23bどうしの間に偶力バラサ6の第2バランスウェイト13が臨む構成を採っているから、偶力バラサ6を軸線方向にコンパクトに形成できるとともに、クランク軸3に可及的接近させて設けることができる。

したがって、より一層コンパクトに直列4気筒エンジンを形成することができる。

また、1番気筒用の一對のクランクウェブどうしの間と、4番気筒用の一對のクランクウェブどうしの間とにバランスウェイトを臨ませることもできる。この場合は、前者に比べてウェイトを軽くでき、軸受の負荷が軽減される。

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】本発明に係る直列4気筒エンジンの概略構成を示す側面図である。

【図2】クランク軸と偶力バラサの平面図である。

【図3】クランク軸と偶力バラサを示す斜視図である。

【図4】クランク軸とバラサの動作を説明するための断面図である。

【図5】クランク軸の構成を模式的に示す斜視図である。

【図6】クランク角度を示す図である。

【図7】気筒毎の1次慣性力の変化を示すグラフである。

【図8】往復運動部分の構成を模式的に示す図である。

【図9】偶力ベクトルを説明するための斜視図である。

【図10】1次慣性力の合成ベクトルを説明するための図である。

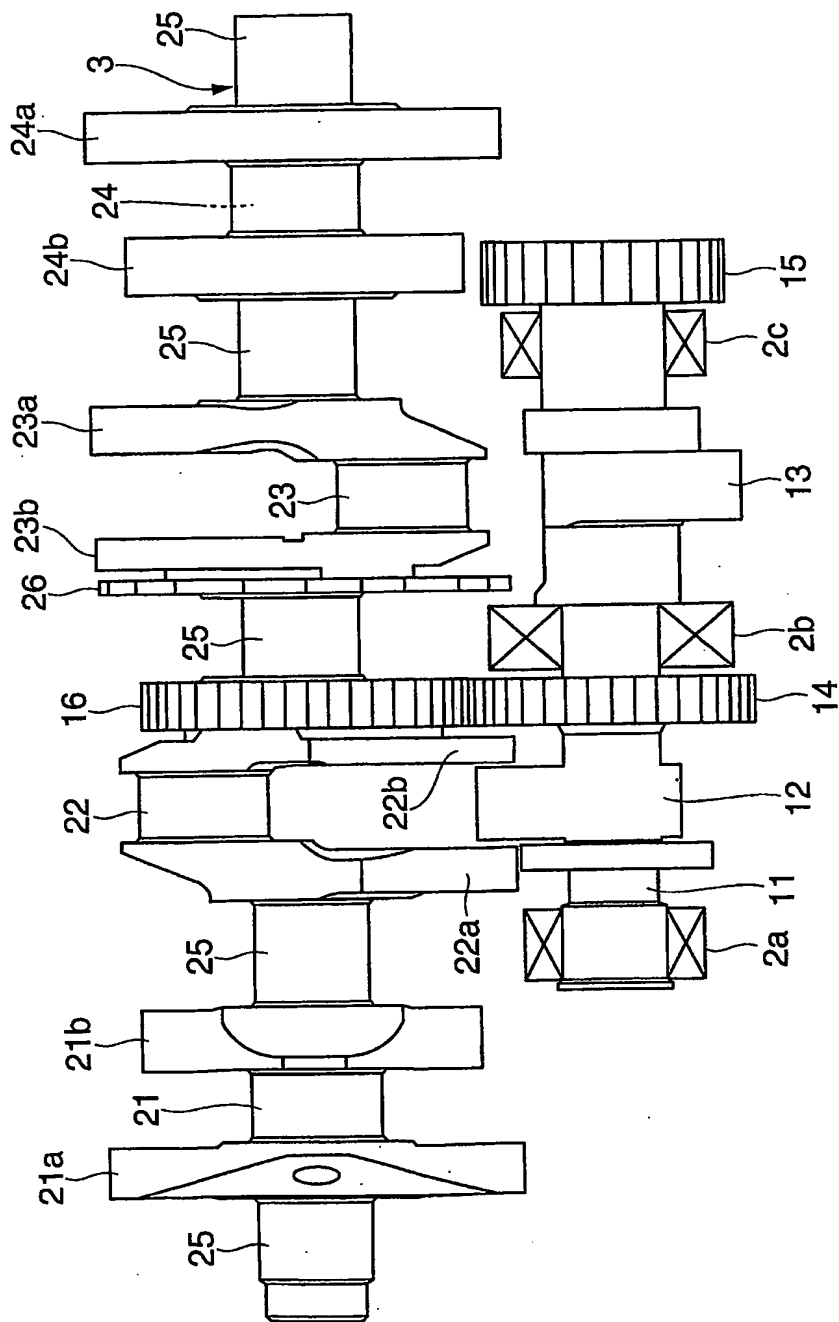
【図11】クランクウェブのバランス率を示す斜視図である。

【符号の説明】

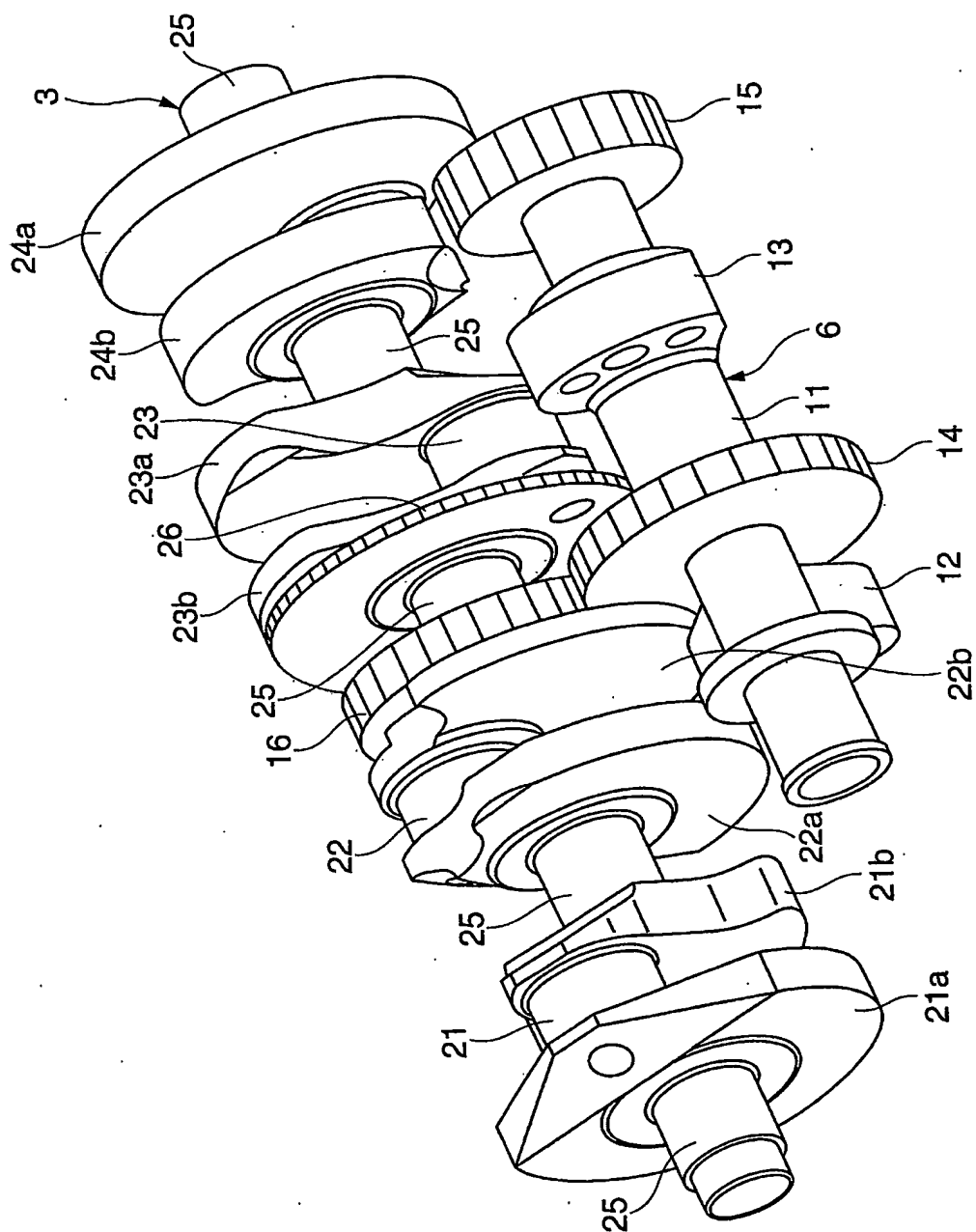
【0033】

1…エンジン、3…クランク軸、6…偶力バラサ、12…第1のバランスウェイト、13…第2のバランスウェイト、21～24…クランクピン、21a, 21b, 22a, 22b, 23a, 23b, 24a, 24b…クランクウェブ。

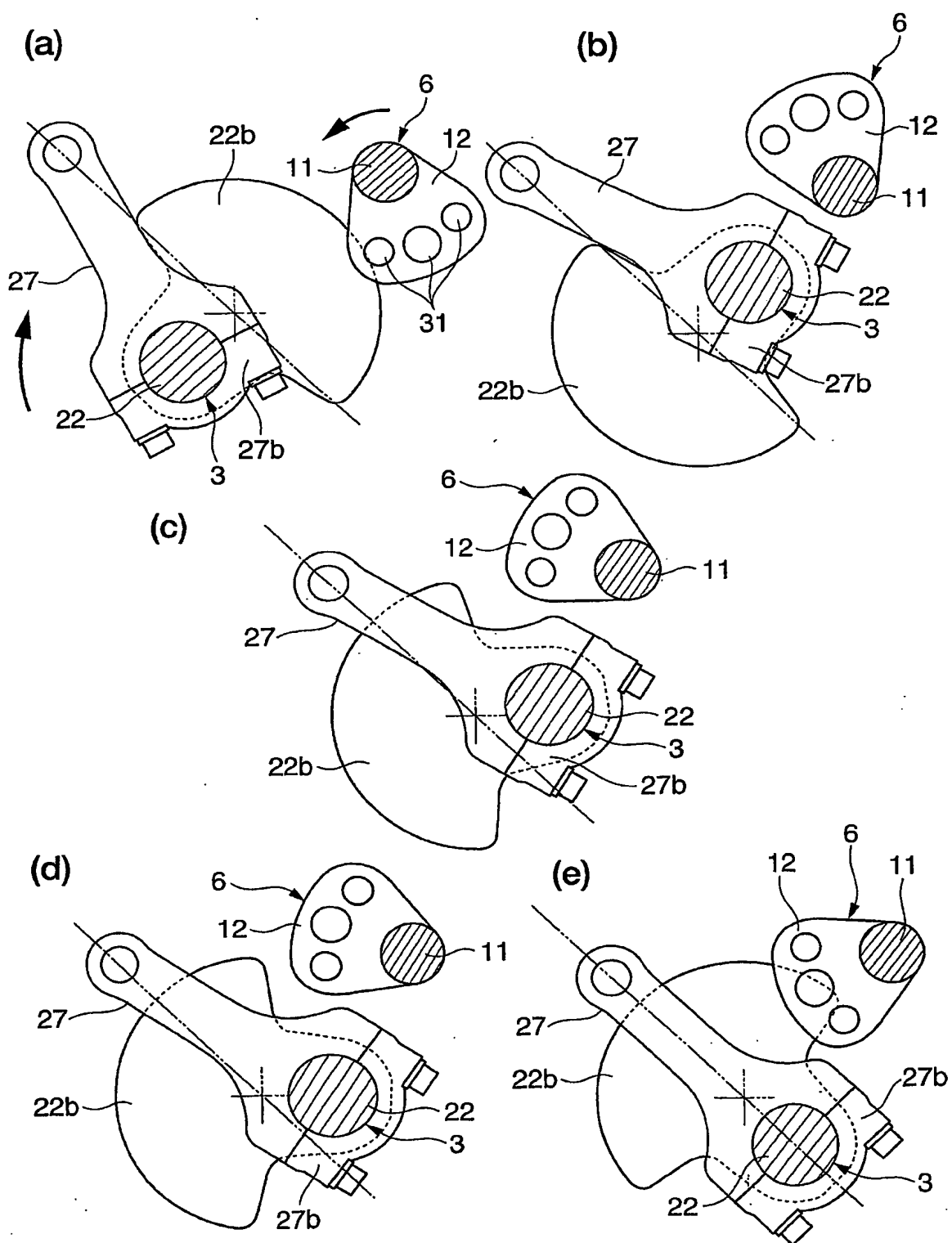
【図 2】



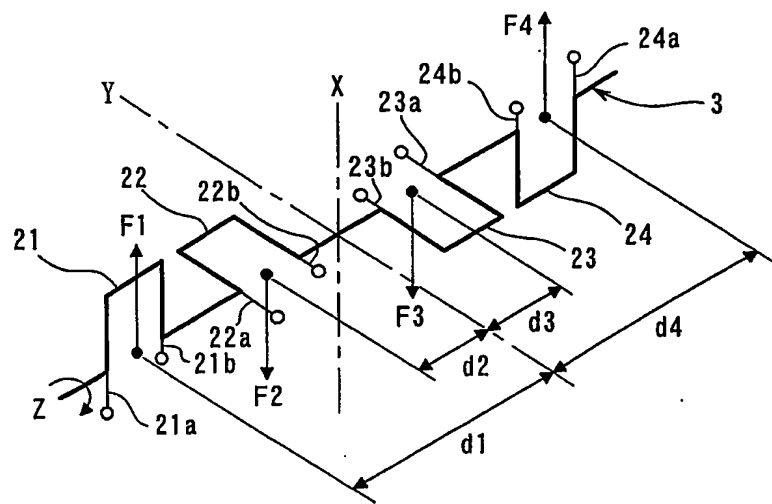
【図 3】



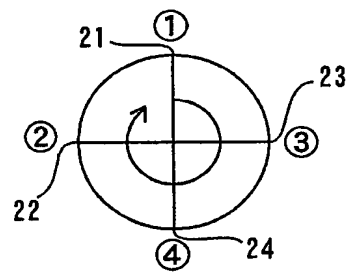
【図 4】



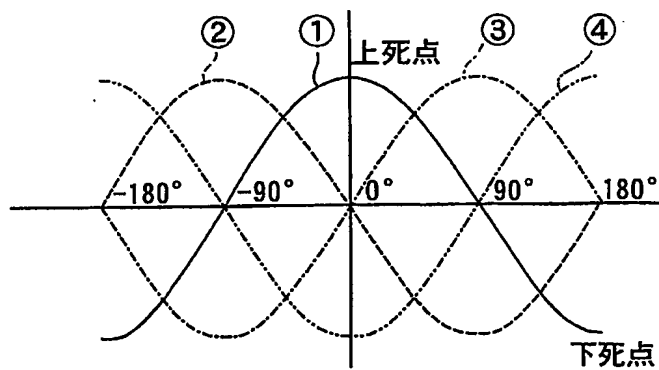
【図 5】



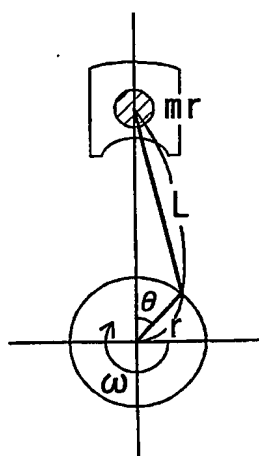
【図 6】



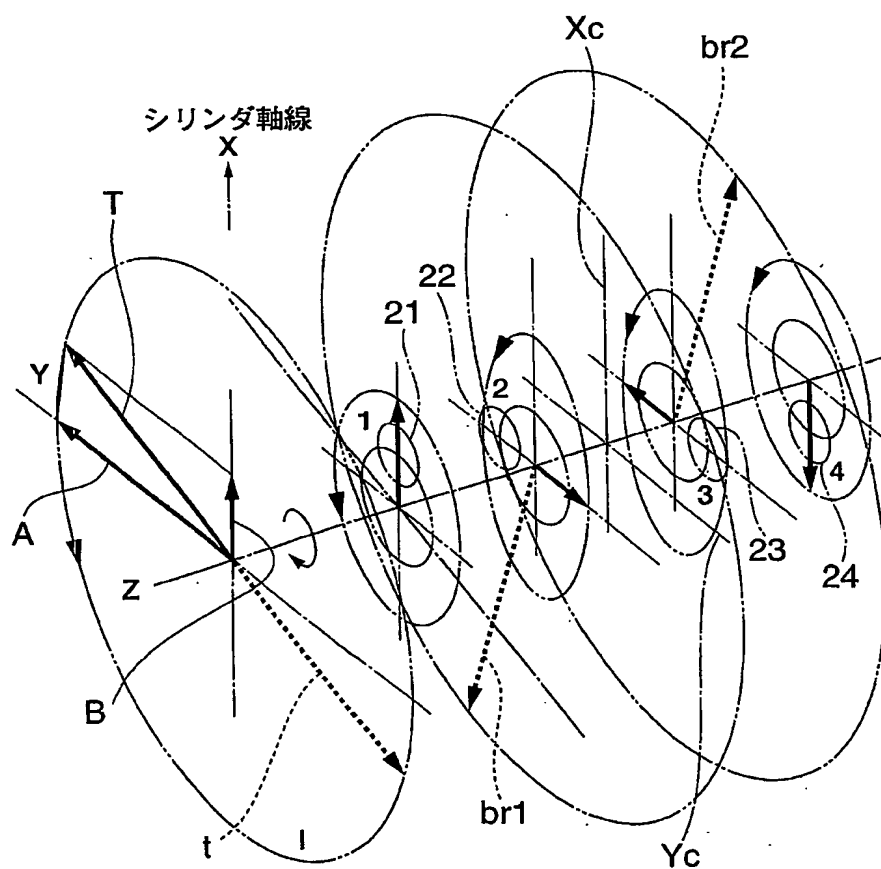
【図 7】



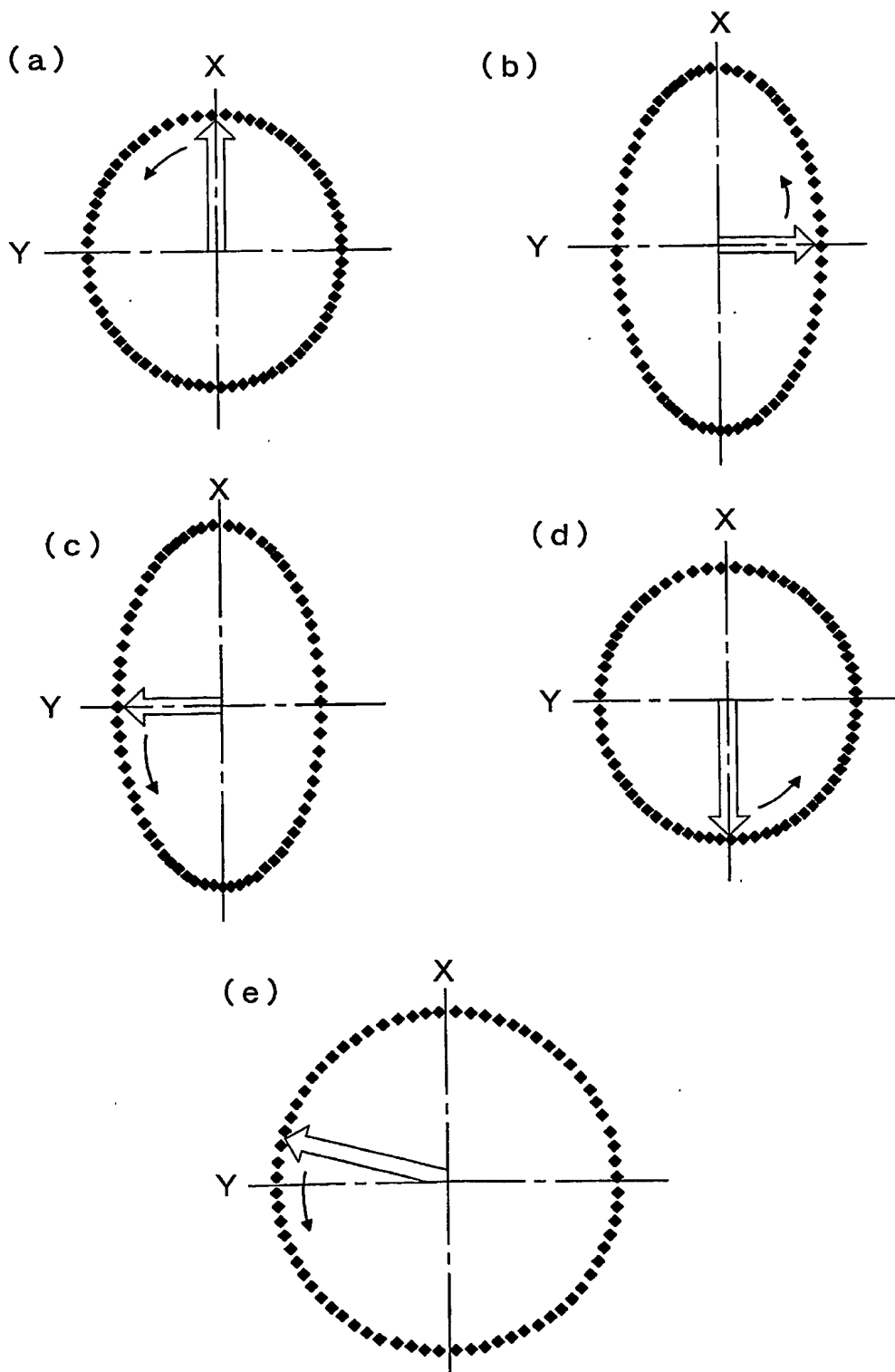
【図8】



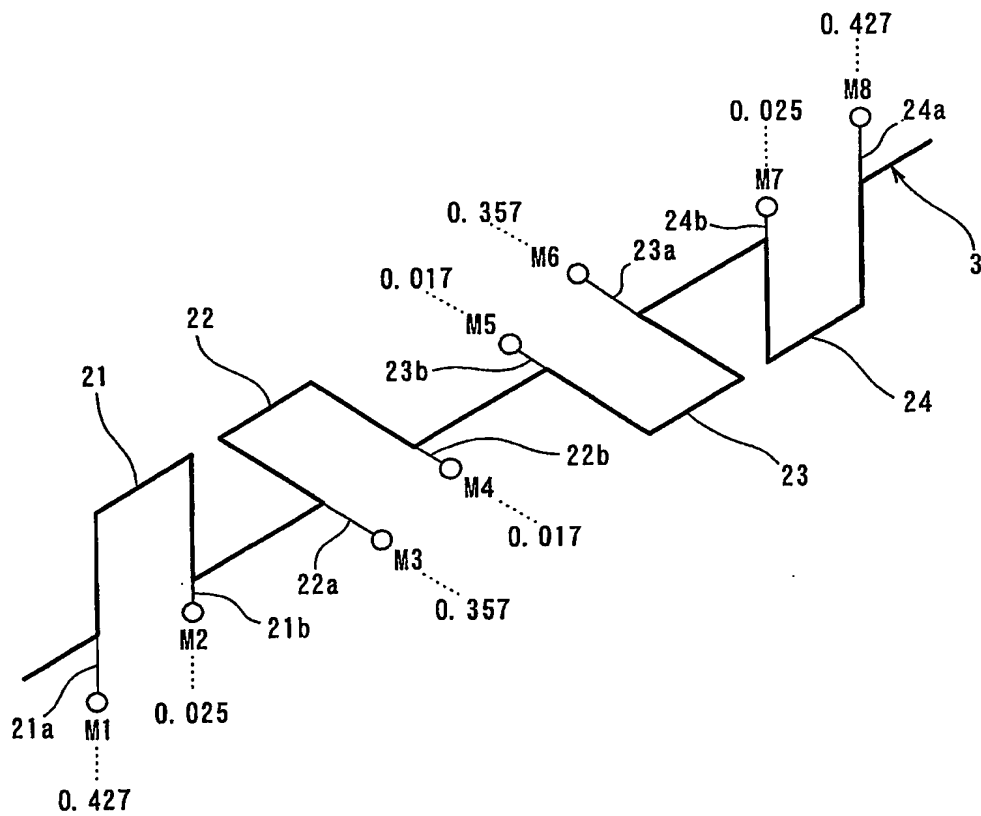
【図9】



【図10】



【図 11】



【書類名】要約書

【要約】

【課題】 エンジンをシリンダの軸線方向にコンパクトに形成できるとともに、バランスによってオイルパン内のオイルが攪拌されたりオイルパンの容量が減少することがないようにする。

【解決手段】 2 プレーン、 90° 型のクランク軸 3 を備える。このクランク軸 3 は、1 番気筒用クランクピン 21 に対する 4 番気筒用クランクピン 24 のクランク角度を 180° とし、かつ 2 番気筒用クランクピン 22 に対する 3 番気筒用クランクピン 23 のクランク角度を 180° とする。このクランク軸 3 を有する直列 4 気筒エンジンとすることにより 1 次慣性力および 2 次慣性力を消去する。これとともに、前記クランク軸 3 の各クランクウェブを、前記各気筒における往復質量と回転質量による気筒毎の 1 次慣性力合成ベクトルがクランク軸心まわりに回転することにより生じる 1 次偶力の偶力合成ベクトルの移動軌跡がクランク軸心まわりに円になるよう形成する。前記偶力合成ベクトルを相殺する偶力ベクトルとなる偶力を発生する偶力バランス 6 を備えた。

【選択図】 図 9

特願 2 0 0 4 - 0 0 6 4 3 1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[0 0 0 0 1 0 0 7 6]

1. 変更年月日

1 9 9 0 年 8 月 2 9 日

[変更理由]

新規登録

住 所

静岡県磐田市新貝 2 5 0 0 番地

氏 名

ヤマハ発動機株式会社